

文章编号: 1001-8360(2009)02-0115-05

CRH5 型动车万向轴传动系统技术特征分析

张红军¹, 姚 远¹, 罗 赟¹, 李秋泽²

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031; 2. 长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春 130062)

摘 要: CRH5 型动车传动系统通过纵向布置的万向轴传递驱动力矩。本文利用多体动力学软件 SIMPACK 建立包含传动系统的单节 CRH5 型动车模型, 讨论了驱动、制动和惰行 3 种工况下万向轴传动系统运动学和动力学性能, 并在此基础上对反作用杆杆端关节参数进行优化。结果表明: 驱动制动力矩改变齿轮箱转角, 使得万向轴不满足等速传动条件, 导致驱动力矩波动, 引起传动系统强迫振动, 对传动不利; 反作用杆关节刚度决定齿轮箱偏转角度及其固有振动频率, 刚度过小引起万向轴较大折角, 而刚度过大使得传动系统固有振动频率与正常运行速度下万向轴强迫振动频率接近, 从而引起共振, 本文通过对传动系统分析, 得出较为合理的系统参数选用范围。

关键词: CRH5 型动车组; 传动系统; 万向轴传动; 参数优化

中图分类号: U260.11 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1001-8360.2009.02.021

Analysis on Technical Characteristics of CRH5 Cardan Drive System

ZHANG Hong-jun¹, YAO Yuan¹, LUO Yun¹, LI Qiur-ze²

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;

2. Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun 130062, China)

Abstract: The drive torque is transferred by the cardan shaft disposed longitudinally on CRH5. A dynamic model of CRH5 which contains the drive system was put forward by using SIMPACK. The kinematic and dynamic performance of the cardan drive system were studied under the three conditions of driving, braking and coasting, and the rubber radial stiffness of the counteractive rod was optimized. The result shows as follows: The angle of the gearbox is altered by drive and brake torques, and the cardan shaft can not meet the driving conditions for constant speeds, thus leading to fluctuation of drive torques and forced vibration of the drive system and making disadvantageous impact on drive; the rotating angle of the gearbox and the natural frequency of the gearbox-counteractive rod system lie on the rubber stiffness of the counteractive rod, namely, the smaller stiffness the larger the cardan shaft corner, and a too large stiffness of the counteractive rod will cause the natural frequency of the drive system get close to the frequency of forced vibration under the normal velocity, thus leading to resonance. The reasonable range of the rubber radial stiffness is obtained.

Key words: CRH5; drive system; cardan shaft transmitting motion; parameter optimization

为了满足列车高速运行时的动力学性能, 高速动车驱动装置多采用体悬或架悬的结构方式, 需要采用联轴器以适应轮对的自由运动^[1]。对于动力集中的高速动车, 如蓝箭等动车采用六连杆空心轴联轴器, 法国 TGV 采用三爪万向轴联轴器^[2], CRH1、CRH2、CRH3 型动力分散式高速动车组均采用的是鼓形齿联

轴器。CRH5 型采用可伸缩十字万向轴联轴器, 牵引电机悬挂在车体的方式减小了转向架质量, 有利于提高整车动力学性能, 同时也提高了电机的可靠性和可维护性。联轴器在实际运用中, 既要传递牵引力矩又要适应各种复杂的运动关系, 对联轴器性能要求较高, 应在整车动力学环境中对联轴器进行分析以选取合适的结构参数^[3]。另外, 联轴器本身的动力学特点决定了整个传动系统的动力学性能, 因此需要研究联轴器对传动系统性能的影响。

本文针对 CRH5 型动车组动力转向架, 从动力学

收稿日期: 2008-03-25; 修回日期: 2008-05-19
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50875219);
长江学者和创新团队发展计划资助项目(IRT0452);
牵引动力国家重点实验室自主研究课题资助项目
(L2008TPL-T05)
作者简介: 张红军(1950—), 男, 山东莱西人, 教授。
E-mail: zhj028@126.com

角度对万向轴传动系统技术特征进行分析。计算表明,需要合理选择 CRH5 型动车齿轮箱反作用杆刚度。若动车结构参数改变及运行速度提高,都需要合理改变传动系统结构参数,文中提出相应的原则和方法。

1 万向轴传动特点

万向轴由输入轴、中间轴和输出轴组成,它们之间分别通过 2 个单十字万向铰连接,如图 1 所示。对于单十字万向铰,由于主动轴和从动轴之间存在折角,单万向铰主从动轴的瞬时角速度比是变化的,当主动轴匀速旋转一圈,从动轴同样旋转一圈,但从动轴经历先减速后加速的过程,从而引起从动轴角速度和角加速度波动^[4-5]。图 2 显示了主动轴角速度分别为 100 rad/s 和 200 rad/s、折角为 4° 时的从动轴角加速度的波动曲线,其角加速度波动频率为输入轴旋转频率的 2 倍,且幅值与输入轴角速度的平方成正比。CRH5 型动车的万向轴由双十字万向铰组成,若双万向铰满足如下条件^[6],则输入轴和输出轴可实现等速传动。

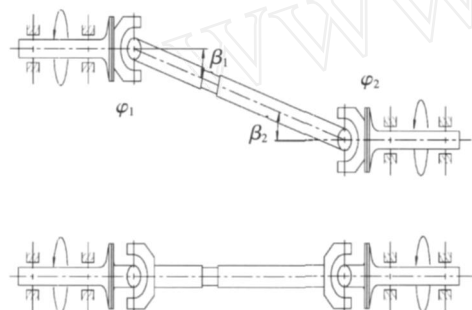


图 1 十字双万向铰传动结构示意图

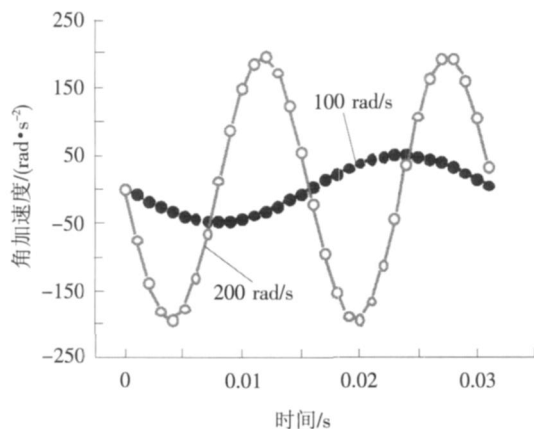


图 2 中间轴角加速度波形

(1) 输入轴、中间轴、输出轴必须在同一平面内,简称为同平面条件;

(2) 输入端与输出端 2 个万向节的十字轴必须处于同一相位 ($\varphi_1 = \varphi_2$), 简称为同相位条件;

(3) 输入轴和中间轴的折角 β_1 与输出轴和中间轴的折角 β_2 相等, 简称为同倾角条件。

这 3 个条件中任一项未满足要求,都将产生角速度和角加速度波动现象。动车组运行中,车体与轮对之间存在着相对运动,且在驱动或制动力矩作用下,传动部件会发现角位移,因而不可能完全满足上述条件,万向轴会产生回转运动波动,对传动系统产生强迫振动。

2 CRH5 型动车动力学模型

CRH5 型动车组为 2M + 1T + 1M + 2T + 2M 编组形式。每节动车的 2 台转向架上各有 1 个驱动轮对,传动系统如图 3 所示。按实际结构参数,利用多刚体动力学软件 SIMPACK 建立单节 CRH5 型动车动力学模型,如图 4 所示。模型考虑了车体、2 个构架、4 个轮对、2 个驱动电机及电枢、2 组可伸缩万向轴、2 组锥形齿轮箱及小齿轮轴、2 个反作用杆、2 套抗侧滚扭杆等 33 个刚体,共计 66 个独立自由度和 30 个非独立

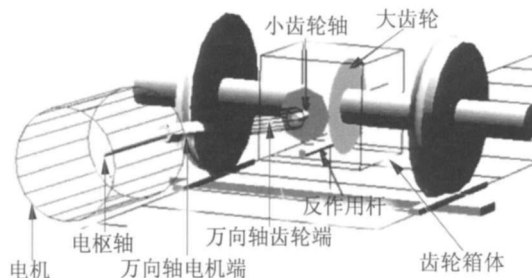


图 3 传动系统模型

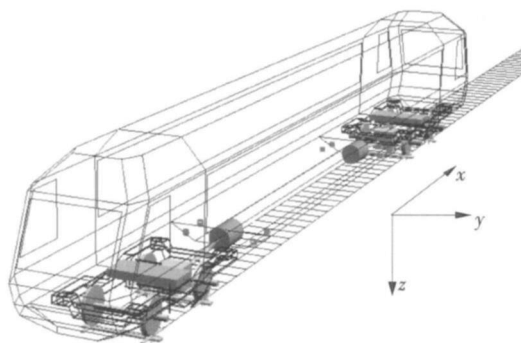


图 4 CRH5 型动车动力学模型

自由度。动车动力学模型的自由度见表 1。万向轴电机端与轮对端采用万向铰连接,分别绕电枢和小齿轮轴(y 轴和 z 轴)旋转,中间轴与电枢和小齿轮轴的折角为 4°;中间轴由两部分构成,它们之间存在沿轴平移自由度,其他自由度建立约束锁定。

表 1 CRH5 型动车动力学模型的自由度

部件名称	纵向	横移	垂向	侧滚	点头	摇头
车体	X_c	Y_c	Z_c	Φ_c	θ_c	Ψ_c
构架	X_{fi}	Y_{fi}	Z_{fi}	Φ_{fi}	θ_{fi}	Ψ_{fi}
电机	X_{di}	Y_{di}	Z_{di}	Φ_{di}	θ_{di}	Ψ_{di}
电枢				Φ_{mi}		
万向轴电机端					θ_{cmi}^*	Ψ_{cmi}^*
万向轴轮对端					θ_{cgi}^*	Ψ_{cgi}^*
小齿轮轴				Φ_{gi}		
轮对(大齿轮)	X_{wj}	Y_{wj}	Z_{wj}^*	Φ_{wj}^*	θ_{wj}	Ψ_{wj}
齿轮箱					θ_{gi}^*	
反作用杆					θ_{ri}	Ψ_{ri}
抗侧滚扭杆					θ_{kij}^*	
抗侧滚吊杆				Φ_{khj}^*	θ_{khj}^*	
枕木		Y_{sj}	Z_{sj}	Φ_{sj}		

注: X、Y、Z 分别表示纵、横、垂向; θ 、 Ψ 分别表示不同方向转角; 上标 * 表示非独立自由度; 下标 i、j 表示独立自由度数目, $i=1\sim 2$, $j=1\sim 4$; 下标其余字符表示部件种类。

模型采用秦沈线路轨道不平顺谱, 车轮踏面为 XP55 磨耗型踏面, 轨头为 P60 钢轨, 名义滚动圆半径为 445 mm, 名义滚动圆之间的距离为 1 493 mm, 轨底坡为 1/40, 当轮对的横移量在 0~3 mm 之间变化时, 轮轨接触的等效锥度约为 0.06。数值积分方法求解中, 充分考虑轮轨接触几何和蠕滑关系的非线性、轮对自由横动量和轴箱横向止挡的非线性、二系横向止挡刚度的非线性以及各减振器的卸荷特性。

模型主要特点是建立了完整的传动系统, 通过改变电机驱动力矩, 可以模拟牵引、制动及惰行 3 种不同的运行工况, 从而比较不同工况下传动系统动力学性能。

3 传动系统运动学与动力学分析

万向轴传动系统示意图见图 5。在驱动或制动力

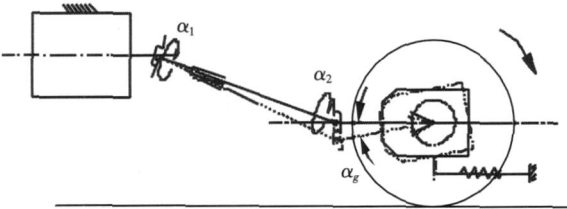


图 5 传动系统示意图

矩作用下, 齿轮箱发生偏转, 其偏转角度 α_g 与作用力矩及反作用杆杆端橡胶关节刚度有关。由于齿轮箱偏转, 使得万向轴不满足等速传动条件, 从而引起传动波

动。驱动力矩越大, 折角 α_1 和 α_2 越大, 引起的传动波动越严重。

根据电机牵引及制动特性曲线, 不同速度对应不同的输出力矩。计算时, 当动车运行速度高于 220 km/h 时, 齿轮箱传动比由 2.5 变为 2.2。图 6、图 7 分别为不同工况时万向轴相对电枢和小齿轮轴的折角曲线, 图 8 为齿轮箱绕车轴偏转角度曲线。这几组曲线呈喇叭口状, 即在低速时, 由较大驱动力矩引起的偏转角度较大, 而速度增大时偏转角度则趋向稳定。

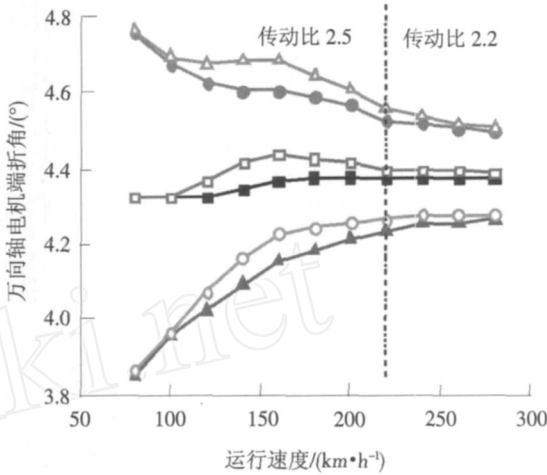


图 6 万向轴电机端折角

■—惰行, 二轴; ●—牵引, 二轴; ▲—制动, 二轴;
□—惰行, 三轴; ○—牵引, 三轴; △—制动, 三轴。

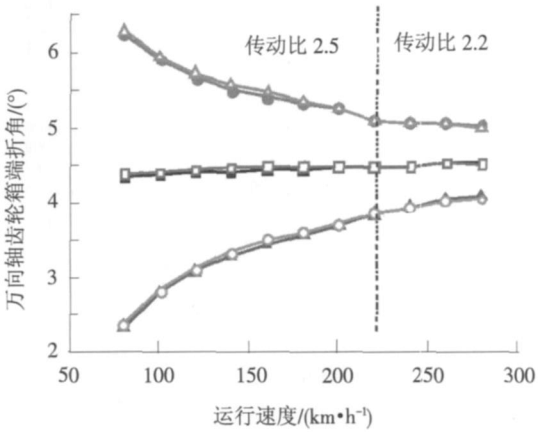


图 7 万向轴齿轮箱端折角

■—惰行, 二轴; ●—牵引, 二轴; ▲—制动, 二轴;
□—惰行, 三轴; ○—牵引, 三轴; △—制动, 三轴。

由于二轴与三轴传动系统对称布置, 在驱动工况时, 二轴齿轮箱在竖直面内逆时针运动, 三轴齿轮箱顺时针运动, 制动工况则反之。如图 5 所示: 在驱动工况下, 齿轮箱逆时针运动, 增大了万向轴与电枢轴及小齿轮轴折角, 对传动不利; 反之, 在制动工况时, 齿轮箱顺时针运动, 减小了万向轴折角, 对传动有利。图 9 为不同工况齿轮箱绕车轴点头振动角加速度幅值, 二轴驱动工况和三轴制动工况加速度最大, 而二轴制动工况和三轴驱动工况加速度最小, 万向轴折角增大使得齿

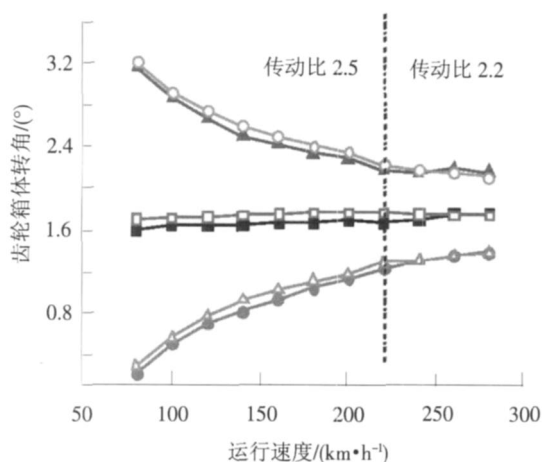


图8 齿轮箱转角

—■— 惰行,二轴; —●— 牵引,二轴; —▲— 制动,二轴;
—□— 惰行,三轴; —○— 牵引,三轴; —△— 制动,三轴。

轮箱点头振动角加速度幅值增大。另外,万向轴旋转角加速度幅值与输入轴旋转角速度平方成正比,高速时齿轮箱旋转振动加速度增大。

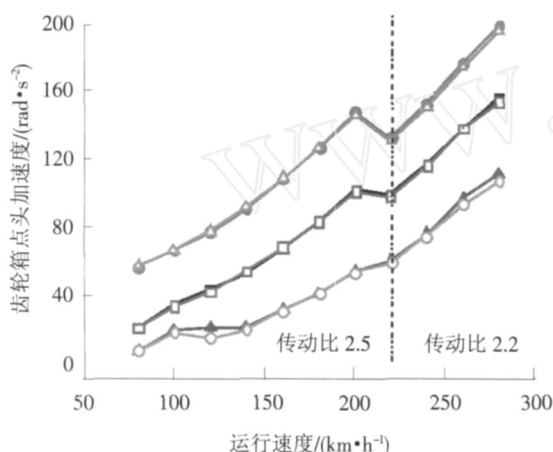


图9 齿轮箱点头加速度

—■— 惰行,二轴; —●— 牵引,二轴; —▲— 制动,二轴;
—□— 惰行,三轴; —○— 牵引,三轴; —△— 制动,三轴。

由图8可知,驱动力矩作用下齿轮箱最大偏转角为 1.6° ,在竖直面内,齿轮箱斜向上布置,且与水平面成 1.5° 夹角,以减小万向轴折角。

4 反作用杆杆端关节刚度优化

4.1 反作用杆杆端关节刚度下限优化

由上节分析可知,驱动或制动力矩以及反作用杆杆端关节刚度对传动系统动力学性能有影响。当输入力矩一定时,若刚度减小,会增大齿轮箱绕车轴的转角,使得万向轴折角过大,万向轴传动波动加剧,对传动系统引起较为强烈的强迫振动。通过2种工况对反作用杆杆端关节进行优化,工况1为最大力矩工况,工况2为高速度工况。不同工况加载驱动力矩不同,见表2。

表2 反作用杆杆端关节刚度优化工况

工况	速度/($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	驱动力矩/($\text{N} \cdot \text{m}$)
工况1	66	5 503
工况2	200	1 819

图10为齿轮箱转角,随着反作用杆关节刚度增大,二、三轴齿轮箱偏转角度减小,当反作用杆杆端关节刚度值达到 20 kN/mm 时,偏转角度趋向稳定。故反作用杆杆端关节刚度应大于 20 kN/mm ,使得齿轮箱偏转角度受力矩作用较小,减小万向轴传动系统的波动。

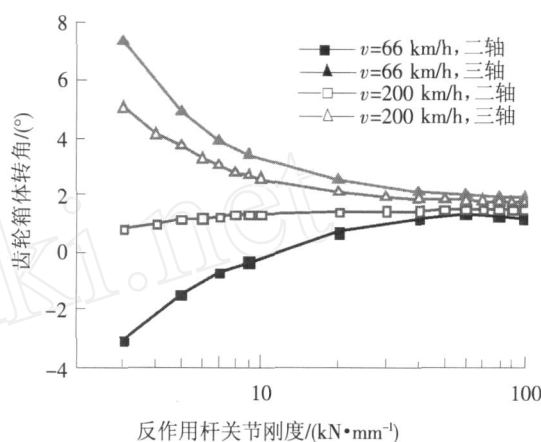


图10 齿轮箱体转角

4.2 反作用杆杆端关节刚度上限优化

对于齿轮箱和反作用杆组成的系统,齿轮箱点头振动固有频率需要避开万向轴引起的强迫振动频率,而齿轮箱点头固有频率取决于反作用杆杆端关节刚度,若反作用杆刚度选取合理,可避开正常运行时万向轴强迫振动频率。前文中介绍万向轴从动轴角加速度波动频率为主动轴旋转频率的2倍,当动车运行速度一定时,万向轴波动附加力矩对传动系统强迫振动频率一定。强迫振动频率可由以下公式求得:

电枢旋转频率为

$$f_m = v \cdot i / (7.2\pi R) \quad (1)$$

式中, v 为动车组运行速度, km/h ; i 为齿轮传动比; R 为车轮半径, m 。

万向轴强迫振动频率

$$f_c = 2f_m \quad (2)$$

通过对动车动力学模型进行线性特征根分析,可得到不同反作用杆端关节刚度值时的齿轮箱点头振动固有频率,见图11。图中虚线为根据公式(2)计算的强迫振动频率。

图12为动车运行速度为 66 km/h 时的齿轮箱旋转角加速度频率谱,频率 34 Hz 为万向轴引起的强迫振动频率,频率 32 Hz 是反作用杆单关节刚度为 20

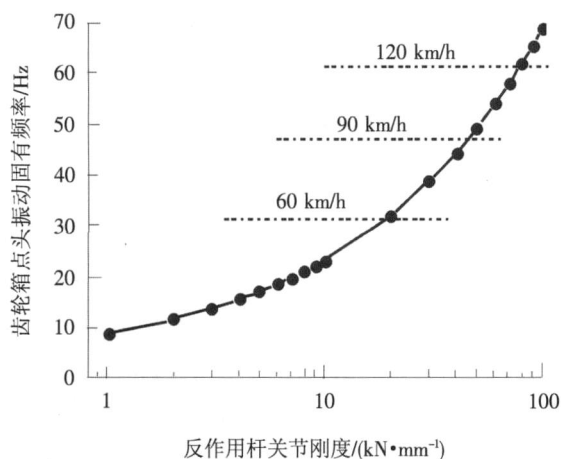


图 11 齿轮箱固有频率

kN/mm 的齿轮箱固有频率,两者频率接近,引起齿轮箱共振。由图 11 可知,随着反作用杆端关节刚度增大,齿轮箱固有频率增大,若刚度值再增加,有可能使得正常运行速度下的齿轮箱发生共振。反作用杆端关节刚度为 20 kN/mm 时,齿轮箱固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍频率对应动车运行速度为 100 km/h 时万向轴引起的强迫振动频率。另外,计算结果表明,反作用杆端关节刚度对整车动力学性能影响很小,对传动系统振动影响较大,因而需要合理设置反作用杆端橡胶关节刚度值。

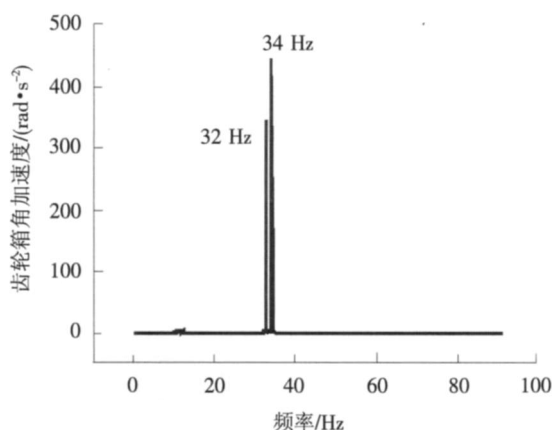


图 12 齿轮箱角加速度频率谱

5 结论

在分析了万向轴传动动车传动系统运动学和动力学性能后,将 CRH5 型动车万向轴传动系统技术特征归纳如下:

(1) 万向轴由于存在折角会引起传递力矩波动,对传动系统产生强迫振动。需要在结构上合理布置以减少输入轴、输出轴与中间轴之间的折角。实车中体悬电机及锥形齿轮箱分别在竖直面内倾斜 2° 。

(2) 锥形齿轮箱偏转角度与反作用杆端关节有关,反作用杆刚度值达到 20 kN/mm 时,齿轮箱受力矩作用的偏转角度趋向稳定,对减小万向轴折角有利。

(3) 万向轴强迫振动频率与动车运行速度有关,需要优化反作用杆端关节刚度,使得齿轮箱点头振动固有频率避开列车正常速度运行时万向轴引起的强迫振动频率。计算表明,CRH5 型动车传动系统反作用杆端关节刚度设计合理。

(4) 动车正常牵引运行时,位于车前端的锥形齿轮箱由于驱动力矩作用逆时针旋转,增大万向轴折角,传动系统振动加速度增大。而位于车尾端的传动系统正好相反。

(5) 就传动系统而言,动车运行速度应高于 100 km/h ,以避免低速时引起的传动系统共振。

参考文献:

- [1] 罗赞,金鼎昌. 架悬机车驱动装置悬挂参数规律的研究[J]. 中国铁道科学, 2007, 28(4): 36-42.
LUO Yun, JIN Ding-chang. Research on the Rules of Suspension Parameters to Driving Equipments Suspended in Bogie Frames [J]. China Railway Science, 2007, 28(4): 36-42.
- [2] 钟文生,肖守讷,刘恒瑜. 高速万向轴式动力车转向架轻型构架的开发与试验研究[J]. 铁道学报, 1998, 20(2): 32-37.
ZHONG Wen-sheng, XIAO Shou-ne, LIU Heng-yu. Development and Experimental Research of Light Frame Used in High Speed Power Bogie [J]. Journal of the China Railway Society, 1998, 20(2): 32-37.
- [3] Leva S, Morando A P, Colombaioni P. Dynamic Analysis of a High-Speed Train [J]. Vehicular Technology, 2008, 57(1): 107-119.
- [4] 刘天祥,张吉军. 十字轴式双万向铰链机构的传动分析[J]. 黑龙江八一农垦大学学报, 2005, 17(5): 41-44.
LIU Tian-xiang, ZHANG Ji-jun. Transmission Analysis of The Structures of Cross Axis Double Universal Joints [J]. Journal of Heilongjiang August First Land Reclamation University, 2005, 17(5): 41-44.
- [5] Asen Yotoy Daskaloy. Kinematic analysis of cardan drives [J]. Mechanism and Machine Theory, 1990, 54(5): 597-605.
- [6] Saigo M, Iwatsubo T. Transverse vibration of a rotor system driven by two cardan joints [J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 114(3): 405-416.

(责任编辑 武晓明)